

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2003-287119

(43)Date of publication of application : 10.10.2003

(51)Int.Cl.

F16H 61/04
// F16H 59:42

(21)Application number : 2002-091892

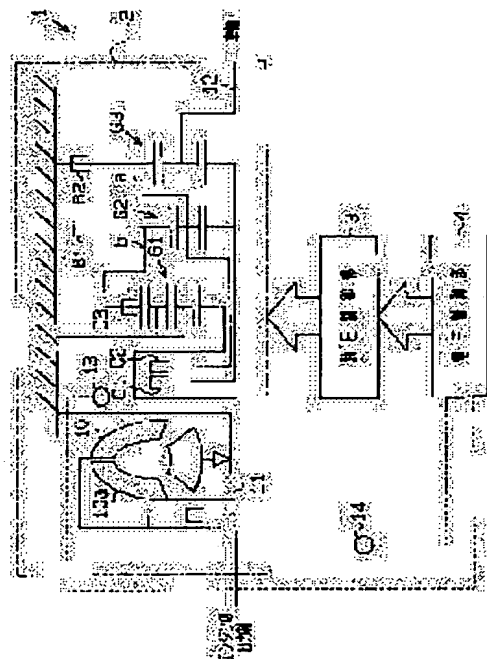
(71)Applicant : AISIN SEIKI CO LTD

(22)Date of filing : 28.03.2002

(72)Inventor : TAKAGI KIYOHARU
SHIAKI MASATO**(54) METHOD FOR SETTING HYDRAULIC PRESSURE CHARACTERISTIC VALUES OF AUTOMATIC TRANSMISSION****(57)Abstract:**

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a method for setting hydraulic pressure characteristic values of an automatic transmission capable of absorbing an entire individual difference at the initial stage of shipping.

SOLUTION: When a vehicle is stopped, a third frictional clutch C3 is brought into a disengaged state based on a hydraulic control by an electronic control part 4 through a hydraulic control part 3 and the rotation of a turbine is transmitted to the input side of the third frictional clutch C3 and the output side (b-shaft side) is fixed. Based on the hydraulic control by the electronic control part 4 through the hydraulic control part 3, the third frictional clutch C3 is moved into an engaged state, and a variation in turbine speed at that time is detected by a turbine speed sensor 13. Based on the detected turbine speed, the hydraulic pressure characteristic values at the start of the engagement of the third frictional clutch C3 are learned and set by the electronic control part 4.



BEST AVAILABLE COPY

LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

16.02.2005

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2003-287119

(P2003-287119A)

(43) 公開日 平成15年10月10日 (2003. 10. 10)

(51) Int.Cl.⁷

F 1 6 H 61/04

// F 1 6 H 59:42

識別記号

F I

F 1 6 H 61/04

59:42

テーマコード(参考)

3 J 5 5 2

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願2002-91892(P2002-91892)

(22) 出願日 平成14年3月28日 (2002. 3. 28)

(71) 出願人 000000011

アイシン精機株式会社

愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地

(72) 発明者 高木 清春

愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機 株式会社内

(72) 発明者 仕明 真人

愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機 株式会社内

(74) 代理人 100068755

弁理士 恩田 博宣 (外1名)

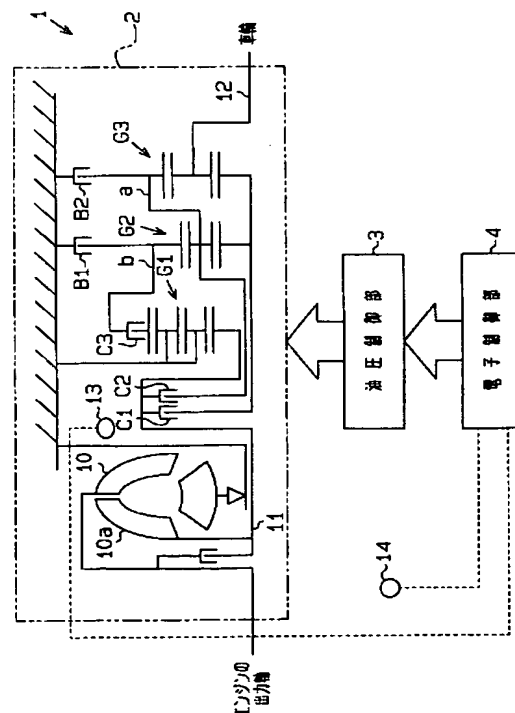
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自動変速機の油圧特性値設定方法

(57) 【要約】

【課題】 出荷初期状態の段階で全体としての個体差を吸収することができる自動変速機の油圧特性値設定方法を提供する。

【解決手段】 車両停止状態において、電子制御部4による油圧制御部3を介した油圧の制御に基づき第3摩擦クラッチC3を非係合状態にして第3摩擦クラッチC3の入力側にタービン回転を伝達させるとともに出力側(b軸側)を固定する。電子制御部4による油圧制御部3を介した油圧の制御に基づき第3摩擦クラッチC3を係合状態に移させ、タービン回転数センサ13によりこのときのタービン回転数の変動を検出する。検出されたタービン回転数の変動に基づき、電子制御部4により第3摩擦クラッチC3の係合開始時の油圧特性値を学習設定する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 係合・非係合の組み合わせにより複数の変速段を達成する複数の摩擦係合要素と、該摩擦係合要素に供給する油圧の制御に基づき該摩擦係合要素の係合・非係合を制御する制御部とを有する自動変速機の油圧特性値設定方法において、
車両停止状態において、前記制御部による油圧の制御に基づき前記摩擦係合要素のいずれか1つを非係合状態にして当該摩擦係合要素の一側にタービン回転を伝達させるとともに他側を固定し、
前記制御部による油圧の制御に基づき当該摩擦係合要素を係合状態に推移させ、
タービン回転数センサにより当該摩擦係合要素を係合状態に推移させるときのタービン回転数の変動を検出し、
前記タービン回転数の変動に基づき、前記制御部により当該摩擦係合要素の係合開始時の油圧特性値を学習設定することを特徴とする自動変速機の油圧特性値設定方法。

【請求項2】 請求項1に記載の自動変速機の油圧特性値設定方法において、
前記油圧特性値は、前記制御部により前記摩擦係合要素に供給する油圧を所定圧に保持したときの前記タービン回転数の変動に基づくプリチャージ最大時間であることを特徴とする自動変速機の油圧特性値設定方法。

【請求項3】 請求項1に記載の自動変速機の油圧特性値設定方法において、
前記油圧特性値は、前記制御部により前記摩擦係合要素に供給する油圧を所定時間ごと所定ステップ圧ごと漸増或いは漸減したときの前記タービン回転数の変動に基づく待機圧であることを特徴とする自動変速機の油圧特性値設定方法。

【請求項4】 請求項1～3のいずれかに記載の自動変速機の油圧特性値設定方法において、
前記タービン回転数の変動幅が所定のガード回転数に達したとき、前記制御部による油圧の制御に基づく当該摩擦係合要素の係合を解除することを特徴とする自動変速機の油圧特性値設定方法。

【発明の詳細な説明】**【0001】**

【発明の属する技術分野】 本発明は、自動変速機の油圧特性値設定方法に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 従来、自動変速機において、摩擦係合要素（摩擦クラッチ、摩擦ブレーキ）を係合・非係合させるときの油圧制御は、アクチュレータ及びオリフィスの組み合わせによって行われていた。しかしながら、近年、アクチュレータ等をなくして油圧源からの油圧を電磁弁にて直接制御してこれら摩擦係合要素への供給油圧を制御することが提案されており、円滑且つ高レスポンスな変速フィーリングの実現が図られている。

【0003】 摩擦係合要素への供給油圧を直接制御する場合、同摩擦係合要素の係合開始時の油圧制御（ピストンストロークの制御）が課題となっている。そして、摩擦係合要素への供給油圧の制御にあたっては、一般にピストンストロークの前半において充填流量の増大により摩擦係合要素内を急速充填するいわゆるプリチャージを行ってその作動遅れを防止している。また、その後は流量を低減させてリターンスプリングの付勢力相当の低い油圧（待機圧）に一定時間保持し、ストロークエンド時のサージ圧の発生を防止している。

【0004】 ところで、例えばプリチャージ時の油圧制御特性は、自動変速機やエンジン等の個体差などによってばらつくことになる。従って、例えば特開平7-27212号公報では、実験等で得られたデータベース（マップ）から状況に応じた制御量を算出して制御している。

【0005】 また、こうしたピストンストロークの制御は学習等にて短期的・長期的に最適制御することも可能であり、例えば特開平8-303568号公報では、ニュートラル制御を最適に行うことでC1クラッチ（発進クラッチ）のリターンスプリングの付勢力、すなわち待機圧の推定を行っている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、こうした摩擦係合要素の係合開始時の油圧制御特性の算出・推定では、車両に搭載された出荷初期状態において自動変速機、エンジン、電子制御部、電磁弁（油圧制御部）等、全体としての個体差が把握できずその品質も自ずと低減されている。このため、出荷初期状態の段階で全体としての個体差を吸収する上記油圧制御特性の算出・設定が望まれている。

【0007】 本発明の目的は、出荷初期状態の段階で全体としての個体差を吸収することができる自動変速機の油圧特性値設定方法を提供することにある。

【0008】

【課題を解決するための手段】 上記問題点を解決するために、請求項1に記載の発明は、係合・非係合の組み合わせにより複数の変速段を達成する複数の摩擦係合要素と、該摩擦係合要素に供給する油圧の制御に基づき該摩擦係合要素の係合・非係合を制御する制御部とを有する自動変速機の油圧特性値設定方法において、車両停止状態において、前記制御部による油圧の制御に基づき前記摩擦係合要素のいずれか1つを非係合状態にして当該摩擦係合要素の一側にタービン回転を伝達させるとともに他側を固定し、前記制御部による油圧の制御に基づき当該摩擦係合要素を係合状態に推移させ、タービン回転数センサにより当該摩擦係合要素を係合状態に推移させるときのタービン回転数の変動を検出し、前記タービン回転数の変動に基づき、前記制御部により当該摩擦係合要素の係合開始時の油圧特性値を学習設定することを要旨

とする。

【0009】請求項2に記載の発明は、請求項1に記載の自動変速機の油圧特性値設定方法において、前記油圧特性値は、前記制御部により前記摩擦係合要素に供給する油圧を所定圧に保持したときの前記タービン回転数の変動に基づくプリチャージ最大時間であることを要旨とする。

【0010】請求項3に記載の発明は、請求項1に記載の自動変速機の油圧特性値設定方法において、前記油圧特性値は、前記制御部により前記摩擦係合要素に供給する油圧を所定時間ごと所定ステップ圧ごと漸増或いは漸減したときの前記タービン回転数の変動に基づく待機圧であることを要旨とする。

【0011】請求項4に記載の発明は、請求項1～3のいずれかに記載の自動変速機の油圧特性値設定方法において、前記タービン回転数の変動幅が所定のガード回転数に達したとき、前記制御部による油圧の制御に基づく当該摩擦係合要素の係合を解除することを要旨とする。

【0012】（作用）請求項1～3のいずれかに記載の発明によれば、車両停止状態において摩擦係合要素のいずれか1つは非係合状態とされて当該摩擦係合要素の一侧にタービン回転が伝達され、他側が固定される。そして、この状態で当該摩擦係合要素を係合状態に推移させたときのタービン回転数の変動が検出される。このタービン回転数の変動は、当該摩擦係合要素の一侧の回転変動に相当することから、固定された他側との実際の接触状態に応じた同摩擦係合要素の係合度合いを示唆する。従って、上記制御部により学習設定される当該摩擦係合要素の係合開始時の油圧特性値は、自動変速機、エンジン、制御部（駆動回路、油圧回路等）、当該摩擦係合要素など全体としての個体ばらつきを吸収した実際の特性値となる。このため、例えば出荷初期状態の段階での自動変速機の品質が向上される。

【0013】請求項4に記載の発明によれば、検出されたタービン回転数の変動幅が所定のガード回転数に達したとき、当該摩擦係合要素の係合が解除される。従って、当該摩擦係合要素の係合後において、タービン回転の不要なストール状態の継続が回避される。

【0014】

【発明の実施の形態】以下、本発明の一実施形態について図1～図6に従って説明する。図1は、本実施形態が適用される自動変速機1の全体構成を示す概略図である。同図に示されるように、本実施形態の自動変速機1は、変速機本体2と、制御部を構成する油圧制御部3及び電子制御部4とを備えている。

【0015】上記変速機本体2は、エンジンの出力軸（図示省略）に連結されており、エンジンの動力を車輪へと伝達する。すなわち、この変速機本体2は、エンジンの出力軸に連結されたトルクコンバータ10と、同トルクコンバータ10のタービン10aに連結された入力

軸11と、図示しない差動装置を介して車輪に連結された出力軸12と、入力軸11に連結された第1列のシングルピニオンプラネタリギヤG1と、第2列のシングルピニオンプラネタリギヤG2と、第3列のシングルピニオンプラネタリギヤG3とを備えている。そして、上記変速機本体2の内部には、油圧駆動式の複数（5つ）の摩擦係合要素としての第1摩擦クラッチC1と、第2摩擦クラッチC2と、第3摩擦クラッチC3と、第1摩擦ブレーキB1と、第2摩擦ブレーキB2とが組み込まれている。この変速機本体2は、上記油圧制御部3及び電子制御部4によりこれら第1～第3摩擦クラッチC1～C3、第1及び第2摩擦ブレーキB1、B2の係合・非係合が選択されることで後述の変速段を達成するようになっている。なお、上記第1～第3摩擦クラッチC1～C3、第1及び第2摩擦ブレーキB1、B2は、それぞれ油圧制御部3により高压に設定されることで係合状態とされ、低压に設定されることで非係合状態とされる。

【0016】上記油圧制御部3は、電子制御部4により駆動制御されることで内部の油圧回路を切り替え、油圧を供給する摩擦係合要素（係合・非係合となる摩擦係合要素）を選択するとともに供給する油圧を制御する。

【0017】上記電子制御部4はマイクロコンピュータを備えており、各種センサの出力を入力するとともにこれらに基づき前記油圧制御部3を駆動制御する。本実施形態では、前記入力軸11（タービン10a）のタービン回転数 N_t を検出するタービン回転数センサ13が設けられており、同タービン回転数センサ13の出力も電子制御部4に入力されている。また、運転者の操作によるセレクターレバー（図示省略）のポジション、すなわち走行レンジ（Rレンジ、Nレンジ、Dレンジ）を検出するポジションセンサ14が設けられており、同ポジションセンサ14の出力も電子制御部4に入力されている。

【0018】図2は、上記第1～第3摩擦クラッチC1～C3、第1及び第2摩擦ブレーキB1、B2の係合・非係合と、その対応する変速段との関係を示す一覧図である。同図に示されるように、この自動変速機1は、後進と、ニュートラルと、1速から4速のアンダードライブと、5速及び6速のオーバードライブとを有する後進1段、前進6段の変速段を達成している。すなわち、第3摩擦クラッチC3及び第2摩擦ブレーキB2のみが係合されると、上記入力軸11に対して出力軸12の回転を逆転させて車両を後進させるようになっている。また、第2摩擦ブレーキB2のみが係合されると、ニュートラルとなるようになっている。さらに、第1摩擦クラッチC1及び第2摩擦ブレーキB2のみが係合されると1速に、第1摩擦クラッチC1及び第1摩擦ブレーキB1のみが係合されると2速になるようにそれぞれなっている。また、第1及び第3摩擦クラッチC1、C3のみが係合されると3速に、第1及び第2摩擦クラッチC

1、C2のみが係合されると4速になるようにそれぞれなっている。さらにまた、第2及び第3摩擦クラッチC2、C3のみが係合されると5速に、第2摩擦クラッチC2及び第1摩擦ブレーキB1のみが係合されると6速になるようにそれぞれなっている。

【0019】従って、例えば1速から2速に変速するときには、電子制御部4は油圧制御部3を介して第2摩擦ブレーキB2を非係合（開放）にするとともに第1摩擦ブレーキB1を係合する。また、2速から3速に変速するときには、第1摩擦ブレーキB1を非係合（開放）にするとともに第3摩擦クラッチC3を係合する。さらに、3速から4速に変速するときには、第3摩擦クラッチC3を非係合（開放）にするとともに第2摩擦クラッチC2を係合する。さらにまた、4速から5速に変速するときには、第1摩擦クラッチC1を非係合（開放）にするとともに第3摩擦クラッチC3を係合する。また、5速から6速に変速するときには、第3摩擦クラッチC3を非係合（開放）にするとともに第1摩擦ブレーキB1を係合する。

【0020】なお、同図2に併せ示されるように、通常の変速制御においては、セレクターレバーの操作によって選択された走行レンジがRレンジのときに後退を、Nレンジのときにニュートラルを、Dレンジのときにニュートラル及び1速～6速のいずれかをそれぞれ選択するようになっている。

【0021】次に、本実施形態での油圧特性値の設定方法について以下に説明する。なお、前記電子制御部4のマイクロコンピュータは、上記油圧特性値を学習設定する設定プログラムを格納しており、同プログラムの起動により油圧特性値を設定するようになっている。上記設定プログラムは、所定の検査モードに切り替えられることで起動される。この設定プログラムの起動時には通常の変速制御に係るフェイルセーフ機能がキャンセルされるようになっており、電子制御部4は油圧制御部3を介して上記油圧特性値を学習設定するための所要の油圧回路を構成するようになっている。ちなみに、本実施形態では、上記油圧特性値として摩擦係合要素への油圧供給の初期に油量を増大して急速充填するときのプリチャージ最大時間、摩擦係合要素が係合する直前においてこれを保持する油圧（待機圧）を設定する。

【0022】まず、第3摩擦クラッチC3に対する上記油圧特性値の設定を説明する。上記設定プログラムは、電子制御部4（マイクロコンピュータ）が所定の検査モードに切り替えられている状態において、車両停止状態であり、エンジン始動状態であり、且つ、走行レンジがNレンジのときにスタンバイ状態となる。この状態で、セレクターレバーの操作により走行レンジがNレンジからRレンジに切り替えられると、電子制御部4は油圧制御部3を介して第2摩擦ブレーキB2を先行係合させる。厳密には、Nレンジにおいては第2摩擦ブレーキB

2を係合させたニュートラルであることから、電子制御部4はこの状態を保持する。

【0023】図3は、上述の態様で第2摩擦ブレーキB2を係合させたときのトレーン状態を等価的に示す模式図である。同図に示されるように、車両停止状態では出力軸12が車輪によって固定されることから、係合状態にある第2摩擦ブレーキB2によってa軸が固定されて第3摩擦クラッチC3の出力側も固定される。従って、第3摩擦クラッチC3の出力側の回転数は零となる。一方、第3摩擦クラッチC3には、第1列のシングルピニオンプラネタリギヤG1を介して入力軸11（タービン10a）の回転が伝達される。従って、第3摩擦クラッチC3の入力側の回転数は、タービン回転数 N_t に第1列のシングルピニオンプラネタリギヤG1の速比 ρ 1を乗じた回転数 $\rho 1 \cdot N_t$ となる。

【0024】この状態で、電子制御部4は、油圧制御部3を介して第3摩擦クラッチC3を係合状態に推移させる。このとき、第3摩擦クラッチC3の入力側は固定された出力側に係合されることでその回転数、すなわちタービン回転数 N_t を低減させる。従って、この係合状態に推移させるときの制御油圧とタービン回転数 N_t との関係により第3摩擦クラッチC3に係る係合開始時の油圧特性値が設定される。

【0025】図4は、上記第3摩擦クラッチC3に対する上記プリチャージ最大時間の設定態様を示すタイムチャートである。いうまでもなく、このプリチャージ最大時間の設定は、上記設定プログラムに従って実行される。電子制御部4は、第3摩擦クラッチC3を係合状態に推移させるべく、時刻 t_1 において第3摩擦クラッチC3の油圧が所定のプリチャージ圧となるステップ状の駆動信号を油圧制御部3に出力し、この状態を保持する。これにより、上記第3摩擦クラッチC3には、油が急速充填される。

【0026】第3摩擦クラッチC3に油が急速充填されると、係合状態への推移に伴いトルクコンバータ10がストール状態に変化してタービン回転数 N_t は減少する。電子制御部4は、タービン回転数センサ13によりこのタービン回転数 N_t の減少を監視しており、時刻 t_2 において検出されたタービン回転数 N_t の減少幅が所定のガード回転数を超えると上記駆動信号の出力を停止する。

【0027】電子制御部4は、時刻 $t_1 \sim t_2$ 間のタービン回転数 N_t の変動に基づき所定の解析を行ってタービン回転数 N_t の減少開始時刻、すなわち第3摩擦クラッチC3の係合開始時刻 t_3 を演算する。そして、電子制御部4は、時刻 $t_1 \sim t_3$ の時間をプリチャージ最大時間 T_{max} として学習設定する。このプリチャージ最大時間 T_{max} は、第3摩擦クラッチC3への油圧供給の初期において油を急速充填する際に参照される。

【0028】図5は、上記第3摩擦クラッチC3に対す

る上記待機圧の設定態様を示すタイムチャートである。この待機圧の設定も、上記設定プログラムに従って実行される。電子制御部 4 は、第 3 摩擦クラッチ C 3 を係合状態に推移させるべく、時刻 t_{11} において第 3 摩擦クラッチ C 3 の油圧が所定のステップアップ時間 Δt ごと所定のステップアップ油圧 ΔP ずつ漸増する形状の駆動信号を油圧制御部 3 に出力する。これにより、上記第 3 摩擦クラッチ C 3 には、時間の経過とともに徐々に油が充填されて油圧が上昇する。

【0029】第 3 摩擦クラッチ C 3 の油圧が上昇して所定の圧力（待機圧）を超えると、係合状態への推移に伴いトルクコンバータ 10 がストール状態に変化してタービン回転数 N_t は減少する。電子制御部 4 は、タービン回転数センサ 13 によりこのタービン回転数 N_t の減少を監視しており、時刻 t_{12} において検出されたタービン回転数 N_t の減少幅が所定のガード回転数を超えると上記駆動信号の出力を停止する。

【0030】電子制御部 4 は、時刻 $t_{11} \sim t_{12}$ 間のタービン回転数 N_t の変動に基づき所定の解析を行ってタービン回転数 N_t の減少開始時刻、すなわち第 3 摩擦クラッチ C 3 の係合開始時刻 t_{13} を演算する。そして、電子制御部 4 は、係合開始時刻 t_{13} における駆動信号相当の第 3 摩擦クラッチ C 3 の油圧を待機圧 P_{max} として学習設定する。この待機圧 P_{max} は、第 3 摩擦クラッチ C 3 が係合する直前においてこれを保持する際に参照される。

【0031】次に、第 1 摩擦ブレーキ B 1 に対する上記油圧特性値の設定を説明する。このときの設定も上記設定プログラムに従って実行される。そして、電子制御部 4（マイクロコンピュータ）が所定の検査モードに切り替えられている状態において、車両停止状態であり、エンジン始動状態であり、且つ、走行レンジが N レンジのときにスタンバイ状態となる。この状態で、セレクターレバーの操作により走行レンジが N レンジから D レンジに切り替えられると、電子制御部 4 は油圧制御部 3 を介して変速段が 4 速に選択しうる油圧回路を構成するとともに第 2 摩擦クラッチ C 2 を先行係合させる（図 2 参照）。

【0032】図 6 は、上述の態様で第 2 摩擦クラッチ C 2 を係合させたときのトレイン状態を等価的に示す模式図である。同図に示されるように、車両停止状態では出力軸 12 が車輪によって固定され、第 1 摩擦ブレーキ B 1 の b 軸側には、第 1 列～第 3 列のシングルピニオンブラネタリギヤ G 1～G 3 を介して入力軸 11（タービン 10 a）の回転が伝達される。従って、第 1 摩擦ブレーキ B 1 の b 軸側の回転数は、タービン回転数 N_t と第 2 列及び第 3 列のシングルピニオンブラネタリギヤ G 2、G 3 の速比 ρ_2 、 ρ_3 とに基づく回転数 $(1 + \rho_2 + \rho_2 / \rho_3) \cdot N_t$ となる。一方、第 1 摩擦ブレーキ B 1 のケース側の回転数は当然ながら零となる。

【0033】この状態で、電子制御部 4 は、油圧制御部 3 を介して第 1 摩擦ブレーキ B 1 を係合状態に推移させる。このとき、第 1 摩擦ブレーキ B 1 の b 軸側は固定されたケース側に係合されることでその回転数、すなわちタービン回転数 N_t を低減させる。従って、この係合状態に推移させるときの制御油圧とタービン回転数 N_t との関係により上記第 3 摩擦クラッチ C 3 と同様にして第 1 摩擦ブレーキ B 1 に係る油圧特性値が設定される。油圧特性値（プリチャージ最大時間 T_{max} 及び待機圧 P_{max} ）の設定態様も同様であるためその説明を割愛する。

【0034】以上詳述したように、本実施形態によれば、以下に示す効果が得られるようになる。

（1）本実施形態では、電子制御部 4 により学習設定される第 3 摩擦クラッチ C 3 の係合開始時の油圧特性値は、全体としての個体ばらつきを吸収した実際の特性値となる。すなわち、自動変速機 1、エンジン、制御部（電子制御部 4 の駆動回路、油圧制御部 3 の油圧回路等）、第 3 摩擦クラッチ C 3（ピストンストローク、クリアランス、リターンズプリングの付勢力）など全体としての個体ばらつきを吸収した実際の特性値となる。つまり、この油圧特性値は、実際の変速状態と略同等の油圧制御状態での特性値となる。このため、例えば出荷初期状態の段階での自動変速機 1 の品質を一定の水準に維持してその向上を図ることができる。

【0035】（2）本実施形態では、電子制御部 4 により学習設定される第 1 摩擦ブレーキ B 1 の係合開始時の油圧特性値は、全体としての個体ばらつきを吸収した実際の特性値となる。すなわち、自動変速機 1、エンジン、制御部（電子制御部 4 の駆動回路、油圧制御部 3 の油圧回路等）、第 3 摩擦クラッチ C 3（ピストンストローク、クリアランス、リターンズプリングの付勢力）など全体としての個体ばらつきを吸収した実際の特性値となる。つまり、この油圧特性値は、実際の変速状態と略同等の油圧制御状態での特性値となる。このため、例えば出荷初期状態の段階での自動変速機 1 の品質を一定の水準に維持してその向上を図ることができる。

【0036】（3）本実施形態では、検出されたタービン回転数 N_t の変動幅が所定のガード回転数に達したとき、第 3 摩擦クラッチ C 3、第 1 摩擦ブレーキ B 1 の係合がそれぞれ解除される。従って、第 3 摩擦クラッチ C 3、第 1 摩擦ブレーキ B 1 の係合後において、タービン回転の不要なストール状態の継続を回避できる。

【0037】（4）本実施形態では、例えばユーザへの納車前に車両の走行試験を行って摩擦係合要素（第 3 摩擦クラッチ C 3、第 1 摩擦ブレーキ B 1）の係合開始時の油圧特性値を設定する必要があるため、車両走行パターンや検定者の運転による設定ばらつきが生じることはない。また、車両停止状態であるため、上記油圧特性値を短期間で設定できる。

【0038】(5) 本実施形態では、第3摩擦クラッチC3、第1摩擦ブレーキB1の係合開始時の油圧特性値（プリチャージ最大時間 T_{max} 、待機圧 P_{max} ）を好適に設定したことで、より円滑且つ高レスポンスな変速フィーリングを実現することができる。

【0039】(6) 本実施形態では、第3摩擦クラッチC3、第1摩擦ブレーキB1の係合開始時の油圧特性値（プリチャージ最大時間 T_{max} 、待機圧 P_{max} ）を好適に設定したことで、ユーザへの納車後において車両走行に伴う上記油圧特性値の学習を早期に収束させることができる。

【0040】なお、本発明の実施の形態は上記実施形態に限定されるものではなく、次のように変更してもよい。

・前記実施形態において、第3摩擦クラッチC3、第1摩擦ブレーキB1の係合開始時の油圧特性値の設定は連続して行ってもよく、別々に行ってもよい。

【0041】・前記実施形態において、自動変速機1の構成は一例であってその他の構成を採用してもよい。

・前記実施形態においては、前進6段の変速段を有する自動変速機1に本発明を適用したが、その他の変速段を有する自動変速機であってもよい。

【0042】次に、以上の実施形態から把握することができる技術的思想を、その効果とともに以下に記載する。

(イ) 係合・非係合の組み合わせにより複数の変速段を達成する複数の摩擦係合要素と、係合・非係合に応じて油圧を供給する摩擦係合要素を選択するとともに供給する油圧を制御する油圧制御部と、該油圧制御部を駆動制御する電子制御部とを有する自動変速機の油圧特性値設定方法において、車両停止状態において、前記電子制御部による油圧制御部を介した油圧の制御に基づき前記摩擦係合要素のいずれか1つを非係合状態して当該摩擦係合要素の一侧にタービン回転を伝達させるとともに他側を固定し、前記電子制御部による油圧制御部を介した油圧の制御に基づき当該摩擦係合要素を係合状態に推移させ、タービン回転数センサにより当該摩擦係合要素を係合状態に推移させるときのタービン回転数の変動を検出し、前記タービン回転数の変動に基づき、前記電子制御部により当該摩擦係合要素の係合開始時の油圧特性値を

学習設定することを特徴とする自動変速機の油圧特性値設定方法。同方法によれば、電子制御部により学習設定される当該摩擦係合要素の係合開始時の油圧特性値は、自動変速機、エンジン、電子制御部（駆動回路等）、油圧制御部3（油圧回路等）、当該摩擦係合要素など全体としての個体ばらつきを吸収した実際の特性値となる。このため、例えば出荷初期状態の段階での自動変速機の品質が向上される。

【0043】また、本実施形態において、油圧特性値の学習の際に、タービン回転数 N_t に加えてエンジン回転数（トルクコンバータ10のエンジン出力軸に直結するポンプの回転数）を用いてもよい。

【0044】

【発明の効果】以上詳述したように、請求項1～3のいずれかに記載の発明によれば、出荷初期状態の段階で全体としての個体差を吸収することができる。

【0045】請求項4に記載の発明によれば、当該摩擦係合要素の係合後において、タービン回転の不要なストール状態の継続を回避できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態が適用される自動変速機を示す概略図。

【図2】摩擦係合要素の係合・非係合と変速段との関係を示す一覧図。

【図3】油圧特性値の設定時のギヤトレインを等価的に示す模式図。

【図4】プリチャージ最大時間の設定態様を示すタイムチャート。

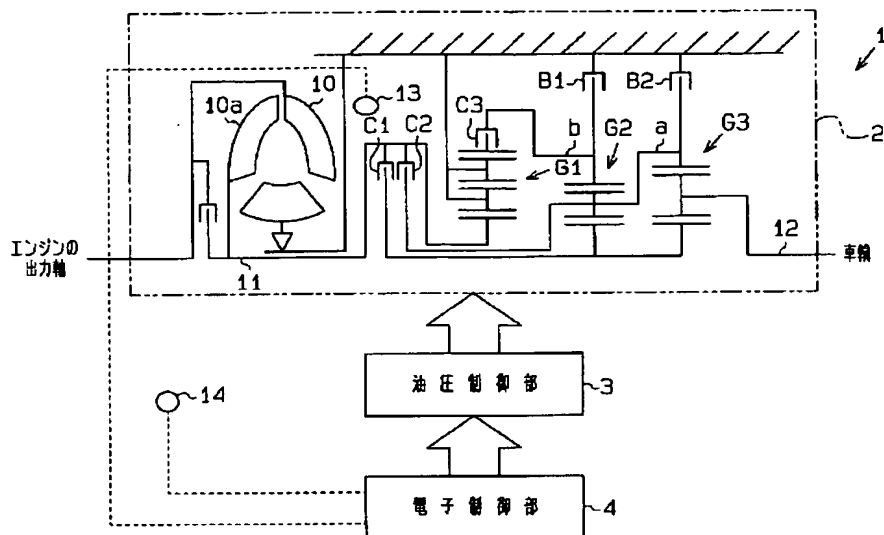
【図5】待機圧の設定態様を示すタイムチャート。

【図6】油圧特性値の設定時のギヤトレインを等価的に示す模式図。

【符号の説明】

- 1 自動変速機
- 3 制御部を構成する油圧制御部
- 4 制御部を構成する電子制御部
- 10 トルクコンバータ
- 10a タービン
- 13 タービン回転数センサ
- C1～C3 摩擦係合要素としての摩擦クラッチ
- B1, B2 摩擦係合要素としての摩擦ブレーキ

【図1】

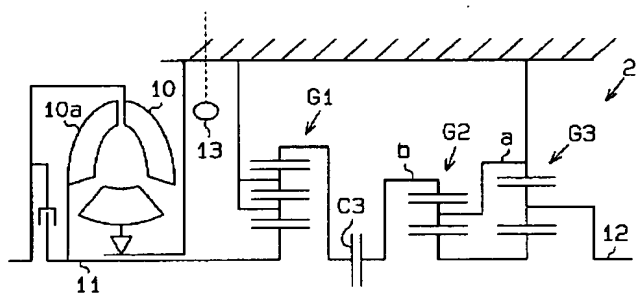


【図2】

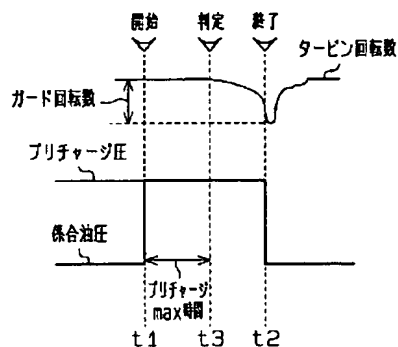
		C1	C2	C3	B1	B2
Rレンジ	後退			○		○
Nレンジ	N					○
Dレンジ	N				(○)	○
	1速	○				○
	2速	○			○	
	3速	○		○		
	4速	○	○			
	5速		○	○		
	6速		○		○	

○: 係合、 空費、 非係合

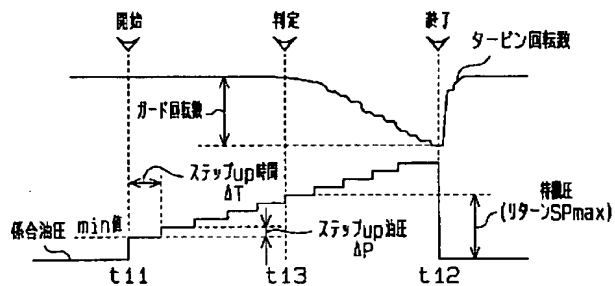
【図3】



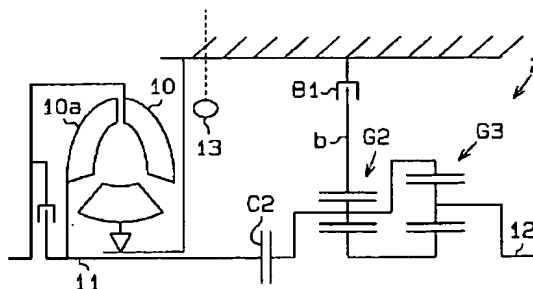
【図4】



【図5】



【図6】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3J552 MA02 MA12 NA01 NB01 PA02
PA20 PA51 SA07 TA11 TB05
TB09 VA07W VA32W